

(09.12.04)

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

REC'D 09 DEC 2004

WIPO PCT

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 1 2 月 9 日
Date of Application:

出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 4 0 9 9 1 3
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 3 - 4 0 9 9 1 3]

出 願 人 トヨタ自動車株式会社
Applicant(s):

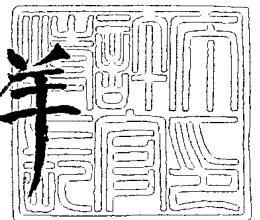
PRIORITY
DOCUMENT

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2 0 0 4 年 8 月 9 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川 洋



【書類名】 特許願
【整理番号】 2003-03487
【提出日】 平成15年12月 9日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F16H 9/00
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 塩入 広行
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 北條 康夫
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 木村 浩章
【発明者】
 【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 【氏名】 茨木 隆次
【特許出願人】
 【識別番号】 000003207
 【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100089118
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 酒井 宏明
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 036711
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 0317479

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

所定の間隔を設けて平行に配置した 2 本のプリー軸と、該各プリー軸に各々配置し且つ当該プリー軸上を軸線方向に摺動し得る可動シーブと、該各可動シーブに各々対向させて前記プリー軸上に配置し且つ当該可動シーブとの間で溝を形成する固定シーブと、前記対向配置した夫々の可動シーブ及び固定シーブにおける各溝に巻き掛けたベルトとを備えたベルト式無段変速機において、

少なくとも一方の前記可動シーブと当該可動シーブの駆動源たるモータとを一体的に設けたことを特徴とするベルト式無段変速機。

【請求項 2】

前記モータを前記可動シーブと共に一体回転させる一体回転機構と、前記モータ及び可動シーブを前記軸線方向に相対移動させる相対移動機構とを設けたことを特徴とする請求項 1 記載のベルト式無段変速機。

【請求項 3】

前記モータの駆動力たる回転方向の力を前記軸線方向の力へと変換する運動方向変換機構を、前記モータと前記可動シーブとの間で且つ当該モータ及び可動シーブに直接設けたことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のベルト式無段変速機。

【請求項 4】

前記モータは、前記プリー軸に一体化されたインナーロータと、該インナーロータに対して相対回転することで駆動力を発生させるアウターロータとを備え、

前記アウターロータを前記プリー軸に対して相対回転させる軸受を当該プリー軸に設けると共に、前記アウターロータと前記可動シーブとの間に当該アウターロータの回転方向の力を前記軸線方向の力へと変換する運動方向変換機構を設けたことを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のベルト式無段変速機。

【請求項 5】

前記可動シーブを前記固定シーブに向けて油圧で押圧する油圧室を、前記軸線方向にて前記モータと直列に設けたことを特徴とする請求項 1, 2, 3 又は 4 に記載のベルト式無段変速機。

【請求項 6】

前記油圧室を構成する壁面の内の少なくとも一つを前記モータで形成したことを特徴とする請求項 5 記載のベルト式無段変速機。

【請求項 7】

前記モータは油圧式であり、該モータ内の油室と前記油圧室とを当該モータで形成された前記壁面を介して前記軸線方向で対向させて配置したことを特徴とする請求項 6 記載のベルト式無段変速機。

【請求項 8】

前記モータ内の油室と前記油圧室とを連通させたことを特徴とする請求項 7 記載のベルト式無段変速機。

【請求項 9】

前記モータと一体的に設けられた可動シーブをプライマリ側のプリー軸に配置し、セカンダリ側の可動シーブに、該可動シーブを固定シーブに向けて押圧する押圧機構を複数設けたことを特徴とする請求項 1 から 8 の何れか一つに記載のベルト式無段変速機。

【請求項 10】

前記各押圧機構の内の少なくとも一つはトルクカムであることを特徴とする請求項 9 記載のベルト式無段変速機。

【請求項 11】

前記セカンダリ側の固定シーブ又は可動シーブに、前記トルクカムを緩やかに作動させる緩衝機構を設けたことを特徴とする請求項 10 記載のベルト式無段変速機。

【請求項 12】

前記緩衝機構に、緩衝の程度を変速比に応じて可変させる構造を設けたことを特徴とす



る請求項 1 1 記載のベルト式無段変速機。

【書類名】明細書

【発明の名称】ベルト式無段変速機

【技術分野】

【0001】

本発明は、ベルト式無段変速機に係り、特に可動シーブを軸方向に摺動させる可動シーブ摺動機構を備えたベルト式無段変速機の改良に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、ベルト式無段変速機は、平行に配置された二本の回転軸と、これら各回転軸に別個に取り付けられたプライマリプーリ及びセカンダリプーリと、このプライマリプーリ及びセカンダリプーリの夫々のV字形状の溝に巻き掛けられたベルトとを備えている。ここで、そのプライマリプーリ及びセカンダリプーリは、夫々、回転軸（プライマリシャフト及びセカンダリシャフト）に固定された垂体状の固定シーブと、その回転軸上でその軸線方向に摺動する垂体状の可動シーブとを有しており、対向する固定シーブの傾斜部分と可動シーブの傾斜部分とで上記V字形状の溝を形成している。

【0003】

そして、この種のベルト式無段変速機においては、上記可動シーブを回転軸の軸線方向に摺動させてV字形状の溝幅を変化させることで、ベルトとプライマリプーリ及びセカンダリプーリとの夫々の接触半径を無段階に変化させ、これにより変速比を無段階に変えることができる。換言すれば、プライマリプーリ側の接触半径とセカンダリプーリ側の接触半径との比がベルト式無段変速機の変速比になることから、このベルト式無段変速機は、プライマリプーリの溝幅を制御することによって変速比を無段階に変化させることができる。

【0004】

このように、従来、ベルト式無段変速機において変速比を変える為には可動シーブを回転軸方向に摺動させる必要があり、これが為、このベルト式無段変速機にはプライマリプーリの可動シーブを摺動させる為の機構（可動シーブ摺動機構）が設けられている。例えば、この可動シーブ摺動機構としては電動モータや油圧モータ等のモータの駆動力を利用して可動シーブの摺動を行うものがあり、かかる可動シーブ摺動機構を具備するベルト式無段変速機は、例えば下記の特許文献1に開示されている。

【0005】

【特許文献1】特開平6-249310号公報

【特許文献2】特表2002-537529号公報

【特許文献3】特開平8-285033号公報

【特許文献4】実開昭64-12960号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、上記特許文献1の可動シーブ摺動機構は、モータを可動シーブから離間した位置に配置し、そのモータの駆動力を可動シーブに伝達する多数の歯車をモータとプライマリプーリとの間に介在させているので、これらの配置場所を確保しなければならず、変速機が大型化してしまう、という不都合があった。

【0007】

そこで、本発明は、かかる従来例の有する不都合を改善し、可動シーブ摺動機構や変速機の小型化を図り得るベルト式無段変速機を提供することを、その目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記目的を達成する為、請求項1記載の発明では、所定の間隔を設けて平行に配置した2本のプーリ軸と、これら各プーリ軸に各々配置し且つ当該プーリ軸上を軸線方向に摺動し得る可動シーブと、これら各可動シーブに各々対向させて前記プーリ軸上に配置し且つ

当該可動シープとの間で溝を形成する固定シープと、前記対向配置した夫々の可動シープ及び固定シープにおける各溝に巻き掛けたベルトとを備えたベルト式無段変速機において、少なくとも一方の前記可動シープと当該可動シープの駆動源たるモータとを一体的に設けている。

【0 0 0 9】

この請求項 1 記載の発明によれば、モータと可動シープとをコンパクトに纏めることができるので、可動シープを摺動させる為の機構の小型化が図れ、これにより更に変速機自体の小型化も可能になる。

【0 0 1 0】

上記目的を達成する為、請求項 2 記載の発明では、上記請求項 1 記載のベルト式無段変速機において、前記モータを前記可動シープと共に一体回転させる一体回転機構と、前記モータ及び可動シープを前記軸線方向に相対移動させる相対移動機構とを設けている。

【0 0 1 1】

この請求項 2 記載の発明によれば、上記請求項 1 に係る効果を奏するだけでなく、必要なとき（例えば可動シープを軸線方向に摺動させるとき）のみ可動シープをモータに対して相対移動させ、それ以外においてはモータと可動シープを一体回転させることができるので、モータと可動シープとの間の無用な相対回転や摩擦等による損失を低減することが可能になる。

【0 0 1 2】

上記目的を達成する為、請求項 3 記載の発明では、上記請求項 1 又は 2 に記載のベルト式無段変速機において、前記モータの駆動力たる回転方向の力を前記軸線方向の力へと変換する運動方向変換機構を、前記モータと前記可動シープとの間で且つ当該モータ及び可動シープに直接設けている。

【0 0 1 3】

この請求項 3 記載の発明によれば、上記請求項 1 又は 2 に係る効果を奏するだけでなく、歯車群を介さずにモータの駆動力を可動シープ 5 3 に伝達することができるので、前述した可動シープ摺動機構や変速機の更なる小型化が可能になり、また、歯車群における駆動損失が無いので、可動シープ摺動機構における駆動損失の低減が可能になる。

【0 0 1 4】

上記目的を達成する為、請求項 4 記載の発明では、上記請求項 1 又は 2 に記載のベルト式無段変速機において、前記モータは、前記プリー軸に一体化されたインナーロータと、このインナーロータに対して相対回転することで駆動力を発生させるアウターロータとを備えている。そして、前記アウターロータを前記プリー軸に対して相対回転させる軸受を当該プリー軸に設けると共に、前記アウターロータと前記可動シープとの間に当該アウターロータの回転方向の力を前記軸線方向の力へと変換する運動方向変換機構を設けている。

【0 0 1 5】

この請求項 4 記載の発明によれば、上記請求項 1 又は 2 に係る効果を奏するだけでなく、運動方向変換機構によって歯車群を介さずにモータの駆動力を可動シープ 5 3 に伝達することができるので、前述した可動シープ摺動機構や変速機の更なる小型化が可能になり、また、歯車群における駆動損失が無いので、可動シープ摺動機構における駆動損失の低減が可能になる。更に、軸受を介してモータの推力に対する反力をプリー軸で受けることができ、また、アウターロータとプリー軸との相対回転を可動シープの摺動方向のストロークによって制限できるので、軸受における損失の低減が可能になる。

【0 0 1 6】

上記目的を達成する為、請求項 5 記載の発明では、上記請求項 1, 2, 3 又は 4 に記載のベルト式無段変速機において、前記可動シープを前記固定シープに向けて油圧で押圧する油圧室を、前記軸線方向にて前記モータと直列に設けている。

【0 0 1 7】

この請求項 5 記載の発明によれば、上記請求項 1, 2, 3 又は 4 に係る効果を奏するだ

けでなく、その油圧室内の油圧によって可動シーブを固定シーブに向けて押圧することができるので、モータの出力を低減することができる。そして、これによりモータの小型化が図れ、変速機自体の小型化も可能になる。

【0 0 1 8】

上記目的を達成する為、請求項 6 記載の発明では、上記請求項 5 記載のベルト式無段変速機において、前記油圧室を構成する壁面の内の少なくとも一つを前記モータで形成している。

【0 0 1 9】

この請求項 6 記載の発明によれば、上記請求項 5 に係る効果を奏するだけでなく、油圧室を形成する際にモータと可動シーブとの間をコンパクトに纏めることができ、これにより変速機自体を更に小型化することが可能になる。

【0 0 2 0】

上記目的を達成する為、請求項 7 記載の発明では、上記請求項 6 記載のベルト式無段変速機において、前記モータは油圧式であり、このモータ内の油室と前記油圧室とを当該モータで形成された前記壁面を介して前記軸線方向で対向させて配置している。

【0 0 2 1】

この請求項 7 記載の発明によれば、上記請求項 6 に係る効果を奏するだけでなく、モータ内の油室と油圧室との間の内圧を相殺することができるので、モータの壁面の薄型化が可能になり、更にモータを軽量化することができる。

【0 0 2 2】

また、請求項 8 記載の発明では、上記請求項 7 記載のベルト式無段変速機において、前記モータ内の油室と前記油圧室とを連通させている。

【0 0 2 3】

この請求項 8 記載の発明によれば、上記請求項 7 に係る効果を奏するだけでなく、モータ内の油室と油圧室との間の作動油のやり取りが可能になり、作動油の消費量を低減することができる。そして、これによりオイルポンプの小容量化が可能になる。

【0 0 2 4】

また、請求項 9 記載の発明では、上記請求項 1 から 8 の何れか一つに記載のベルト式無段変速機において、前記モータと一体的に設けられた可動シーブをプライマリ側のプーリ軸に配置し、セカンダリ側の可動シーブに、この可動シーブを固定シーブに向けて押圧する押圧機構を複数設けている。

【0 0 2 5】

この請求項 9 記載の発明によれば、上記請求項 1 から 8 の何れか一つに係る効果を奏するだけでなく、可動シーブと固定シーブとの間に挟圧力を発生させ、ベルトの滑りを防ぐことが可能になる。また、その挟圧力を各押圧機構に分担させることができ、例えばその押圧機構の内の少なくとも一つを油圧により作動するものとすれば、挟圧力の制御性の向上が図れる。

【0 0 2 6】

また、請求項 1 0 記載の発明では、上記請求項 9 記載のベルト式無段変速機において、前記各押圧機構の内の少なくとも一つをトルクカムにしている。

【0 0 2 7】

この請求項 1 0 記載の発明によれば、上記請求項 9 に係る効果を奏するだけでなく、挟圧力を発生させる際にはトルクカムが可動シーブに対して相対回転するので、固定シーブと可動シーブとの間の捩れを抑制することができる。

【0 0 2 8】

また、請求項 1 1 記載の発明では、上記請求項 1 0 記載のベルト式無段変速機において、前記セカンダリ側の固定シーブ又は可動シーブに、前記トルクカムを緩やかに作動させる緩衝機構を設けている。

【0 0 2 9】

この請求項 1 1 記載の発明によれば、上記請求項 1 0 に係る効果を奏するだけでなく、

変速比変更時（トルクカムの駆動／非駆動切替時）においてトルクカムのガタが詰まる際のショック低減を図れる。

【0 0 3 0】

また、請求項 1 2 記載の発明では、上記請求項 1 1 記載のベルト式無段変速機において、前記緩衝機構に、緩衝の程度を変速比に応じて可変させる構造を設けている。

【0 0 3 1】

この請求項 1 2 記載の発明によれば、上記請求項 1 1 に係る効果を奏するだけでなく、変速比が異なる場合においても、その変速比に応じて変速比変更時（トルクカムの駆動／非駆動切替時）におけるトルクカムのガタが詰まる際のショック低減を図れる。

【発明の効果】

【0 0 3 2】

本発明に係るベルト式無段変速機は、モータと可動シーブとを一体的に設けているので、可動シーブ摺動機構の小型化が図れ、これにより変速機の小型化も可能になる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0 0 3 3】

以下に、本発明に係るベルト式無段変速機の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。尚、この実施例によりこの発明が限定されるものではない。

【実施例 1】

【0 0 3 4】

本発明に係るベルト式無段変速機の実施例 1 を図 1 ～図 7 - 2 に基づいて説明する。

【0 0 3 5】

最初に、本発明に係るベルト式無段変速機を備えた動力伝達装置の全体構成について図 1 を用いて説明する。

【0 0 3 6】

この動力伝達装置は、内燃機関 1 0 と、この内燃機関 1 0 の出力側に配置されたトランスアクスル 2 0 とで構成される。

【0 0 3 7】

上記トランスアクスル 2 0 は、図 1 に示す如く、内燃機関 1 0 の出力側から順に、内燃機関 1 0 に取り付けられたトランスアクスルハウジング 2 1 と、このトランスアクスルハウジング 2 1 に取り付けられたトランスアクスルケース 2 2 と、このトランスアクスルケース 2 2 に取り付けられたトランスアクスルリヤカバー 2 3 とを備えており、これらにより筐体が構成される。

【0 0 3 8】

先ず、上記トランスアクスルハウジング 2 1 の内部には、トルクコンバータ（発進装置）3 0 が収納されている。このトルクコンバータ 3 0 は、内燃機関 1 0 のトルクを増加させて後述するベルト式無段変速機 1 に伝達するものであり、ポンプインペラ 3 1、タービンライナ 3 2、ステータ 3 3、ロックアップクラッチ 3 4 及びダンパ装置 3 5 等を備えている。

【0 0 3 9】

また、このトランスアクスルハウジング 2 1 の内部には、内燃機関 1 0 のクランクシャフト 1 1 と同一の軸線を中心に回転可能なインプットシャフト 3 8 が設けられている。ここで、このインプットシャフト 3 8 における内燃機関 1 0 側の端部には、上記タービンライナ 3 2 が取り付けられており、更に上記ダンパ装置 3 5 を介して上記ロックアップクラッチ 3 4 が設けられている。

【0 0 4 0】

一方、上記クランクシャフト 1 1 におけるトランスアクスル 2 0 側の端部には、ドライブプレート 1 2 を介してトルクコンバータ 3 0 のフロントカバー 3 7 が連結されており、このフロントカバー 3 7 に上記ポンプインペラ 3 1 が接続されている。

【0 0 4 1】

このポンプインペラ 3 1 は上記タービンライナ 3 2 と対向配置され、これらの内側に上

記ステータ 3 3 が配置されている。また、このステータ 3 3 には、ワンウェイクラッチ 3 9 を介して中空軸 3 6 が接続されており、この中空軸 3 6 の内部に上記インプットシャフト 3 8 が配置されている。

【 0 0 4 2 】

ここで、上記の如きフロントカバー 3 7 やポンプインペラ 3 1 等により形成されたケーシング（図示略）内には、作動油が供給されている。

【 0 0 4 3 】

以下に、上記トルクコンバータ 3 0 の動作説明を行う。

【 0 0 4 4 】

まず、内燃機関 1 0 のトルクがクランクシャフト 1 1 からドライブプレート 1 2 を介してフロントカバー 3 7 に伝達される。ここで、ロックアップクラッチ 3 4 がダンパ装置 3 5 により解放されている場合には、フロントカバー 3 7 に伝達されたトルクがポンプインペラ 3 1 に伝達され、このポンプインペラ 3 1 とタービンライナ 3 2 との間を循環する作動油を介して、タービンライナ 3 2 にトルクが伝達される。そして、このタービンライナ 3 2 に伝達されたトルクは、インプットシャフト 3 8 に伝達される。

【 0 0 4 5 】

ここで、このトルクコンバータ 3 0 と後述する前後進切換え機構 4 0 との間には、図 1 に示すオイルポンプ（油圧ポンプ） 2 6 が設けられている。このオイルポンプ 2 6 は、そのロータ 2 7 により円筒形状のハブ 2 8 を介して上記ポンプインペラ 3 1 に接続されており、また、そのボデー（筐体） 2 9 がトランスアクスルケース 2 2 側に固定されている。更に、上記ハブ 2 8 は、上記中空軸 3 6 にスプライン嵌合されている。以上の如き構成により内燃機関 1 0 の動力がポンプインペラ 3 1 を介してロータ 2 7 に伝達されるので、オイルポンプ 2 6 を駆動することが可能になる。

【 0 0 4 6 】

次に、上記トランスアクスルケース 2 2 及びトランスアクスルリヤカバー 2 3 の内部には、前後進切換え機構 4 0 とベルト式無段変速機 1 と差動装置たる最終減速機 7 0 とが収納されている。

【 0 0 4 7 】

まず、上記前後進切換え機構 4 0 は、トルクコンバータ 3 0 内のインプットシャフト 3 8 に伝達された内燃機関 1 0 のトルクを後述するベルト式無段変速機 1 のプライマリプーリ 5 0 に伝達するものであり、遊星歯車機構 4 1 と、フォワードクラッチ 4 2 と、リバースブレーキ 4 3 とから構成されている。

【 0 0 4 8 】

上記遊星歯車機構 4 1 は、サンギヤ 4 4 と、ピニオン（プラネタリピニオン） 4 5 と、リングギヤ 4 6 とから構成されている。

【 0 0 4 9 】

ここで、そのサンギヤ 4 4 は連結部材（図示略）にスプライン嵌合されており、その連結部材はプライマリプーリ 5 0 の回転軸たるプライマリシャフト 5 1 にスプライン嵌合されている。かかる構成により、サンギヤ 4 4 に伝達されたトルクは、プライマリシャフト 5 1 に伝達される。

【 0 0 5 0 】

また、上記ピニオン 4 2 は、サンギヤ 4 4 の周囲に複数個（例えば 3 個）配置され、そのサンギヤ 4 4 に噛み合わされている。ここで、夫々のピニオン 4 2 は、ピニオン 4 2 自身を自転可能に支持すると共にサンギヤ 4 4 の周囲で一体に公転可能に支持するキャリア 4 8 に保持されている。このキャリア 4 8 は、その外周端部でリバースブレーキ 4 3 に接続されている。

【 0 0 5 1 】

また、上記リングギヤ 4 6 は、キャリア 4 8 に保持されている各ピニオン 4 2 に噛み合わされ、フォワードクラッチ 4 2 を介してトルクコンバータ 3 0 内のインプットシャフト 3 8 に接続されている。

【0052】

続いて、上記フォワードクラッチ42は、インプットシャフト38の中空部に供給された作動油によりON/OFF制御されるものである。ここで、このON/OFF制御には、ブレーキピストン（図示略）が用いられる。尚、前進走行時には、フォワードクラッチ42がON、リバースブレーキ43がOFFにされ、後進走行時には、フォワードクラッチ42がOFF、リバースブレーキ43がONにされる。

【0053】

次に、上記ベルト式無段変速機1の概略構成について説明する。

【0054】

このベルト式無段変速機1は、上記インプットシャフト38と同心上に配置されたプライマリシャフト（プーリ軸）51と、このプライマリシャフト51に対して所定の間隔を設けて平行に配置されたセカンダリシャフト（プーリ軸）61とを備えている。ここで、このプライマリシャフト51は図1に示す軸受81、82により回転可能に支持されており、セカンダリシャフト61は図1に示す軸受83、84により回転可能に支持されている。

【0055】

先ず、上記プライマリシャフト51には、図1に示すプライマリプーリ50が設けられている。このプライマリプーリ50は、プライマリシャフト51の外周に一体的に配設された固定シープ52と、そのプライマリシャフト51の軸線方向に摺動可能な可動シープ53とを備えている。

【0056】

ここで、この可動シープ53は、図2に示すスプライン54によってプライマリシャフト51にスプライン嵌合されている。また、上記固定シープ52及び可動シープ53の対向面間には、V字形状の溝80aが形成されている。

【0057】

更に、このプライマリシャフト51には、可動シープ53をプライマリシャフト51の軸線方向に摺動させて固定シープ52に接近又は離隔させる可動シープ摺動機構55が設けられている。以下、本実施例1の可動シープ摺動機構55について詳述する。

【0058】

この可動シープ摺動機構55は、図2に示す如く、可動シープ53をプライマリシャフト51の軸線方向に摺動させる為の駆動源たる油圧モータ550と、この油圧モータ550の駆動力（回転方向の力）を可動シープ53の摺動方向の力に変換する運動方向変換機構551とを備えている。

【0059】

先ず、本実施例1の油圧モータ550としては、インナーロータとの相対回転により生じたアウターロータの回転を駆動力とする構造のモータを用いる。例えば、図3に示す如く、アウターロータ550aとインナーロータたるベーン（羽根）550b、550bとを備え、これらの間に形成された第1油室550c、550c（又は第2油室550d、550d）に流入させた作動油によってアウターロータ550aを回転させる所謂ベーンモータを使用する。ここで、本実施例1のベーン550b、550bは、プライマリシャフト51と一体的に設けられている。

【0060】

上記アウターロータ550aは、可動シープ53における上記溝80aの反対側の空間部分に且つプライマリシャフト51と同心上に配置され、プライマリシャフト51と共に回転可能な図2に示す軸受51aを介することで、このプライマリシャフト51に対してその回転軸を中心とした相対回転が可能になっている。

【0061】

ここで、このアウターロータ550aの外周部分は、図2に示す如く、上記運動方向変換機構551を介して、可動シープ53における上記空間部分の内壁面に取り付けられている。例えば、本実施例1の運動方向変換機構551としては、アウターロータ550a

の回転力をその軸線方向の力に変換する多条ネジや滑りネジ等の所謂運動ネジを用いる。これにより、比較的小さなトルクで大きな推力を発生させることができ、油圧モータ550の出力（トルク）を低くすることができるので、油圧低減による高効率化や油圧モータ550の小型化（小径化）が図れる。

【0062】

また、この運動方向変換機構551は、アウターロータ550aと可動シープ53とをプライマリシャフト51の回転方向において一体回転させるものであることから、油圧モータ550を可動シープ53と共に一体回転させる一体回転機構としても機能する。

【0063】

以上の軸受51aと運動方向変換機構551とにより、油圧モータ550と可動シープ53との間の相対移動を可能にする相対移動機構が構成される。例えば、アウターロータ550aが回転すると、この回転力（トルク）は、運動方向変換機構551を介することで可動シープ53を摺動させる為の油圧モータ550の推力となる。ここで、この推力に対する反力は軸受51aに掛かるが、この軸受51aはプライマリシャフト51に固定されたものであることから、アウターロータ550aが上記反力の方向に然程移動しないので、可動シープ53は、油圧モータ550に対して相対移動し、固定シープ52に接近する。このように、アウターロータ550aを回転させると、可動シープ53をプライマリシャフト51の軸線方向に摺動させることができる。

【0064】

また、軸受51aがプライマリシャフト51に固定されているので、油圧モータ550の推力に対する反力は軸受51aを介してプライマリシャフト51で受けることができる。更にまた、アウターロータ550aとプライマリシャフト51との間の相対回転は、可動シープ53の摺動方向のストロークで制限される。これらのことから、本実施例1にあっては、トランスアクスルケース22やトランスアクスルリヤカバー23等の静止系で上記反力を受けず、また、軸受51aの転動は殆ど起こらないので、この軸受51aにおける損失を低減することができる。

【0065】

ここで、前述したが如く油圧モータ550のベーン550b、550bはプライマリシャフト51と一体的に設けられているので、油圧モータ550のアウターロータ550aは、油圧モータ550の回転が停止していればプライマリシャフト51と同一回転数で回転し、アウターロータ550aとベーン550b、550bとの間に相対回転が生じていればプライマリシャフト51とは異なる回転数で回転する。

【0066】

更に、プライマリシャフト51（又はベーン550b、550b）には、図3に示す如く、上記第1油室550c、550cと連通して当該第1油室550c、550cに作動油を供給する又は当該第1油室550c、550cから作動油を排出する油路51bと、上記第2油室550d、550dと連通して当該第2油室550d、550dに作動油を供給する又は当該第2油室550d、550dから作動油を排出する油路51cとが形成されている。

【0067】

これら各油路51b、51cは、図4に示す如く、変速比制御用切替バルブ56と連通しており、この変速比制御用切替バルブ56には、図4に示すオイルタンクOT、オイルポンプ（O/P）OP、油路59b、レギュレータバルブ59、油路58a、挟圧力調圧バルブ58及び油路56aを介して作動油が供給される。

【0068】

この変速比制御用切替バルブ56は、複数の油路が形成されたバルブの位置を切り替えることによって、作動油の供給対象たる油室（上記第1油室550c、550c又は第2油室550d、550d）の切り替えを行うものである。この切り替えは、シリンダの内部に配置されたバネの反発力とその内部に供給する空気や作動油等の流体の圧力との差を調節することで行われ、その流体の圧力制御は後述する電子制御装置（ECU）によっ

て行われる。

【0069】

この変速比制御用切替バルブ56は、例えば、バルブの位置を図5-1に示す如く切り替えることで作動油が第1油室550c、550cに供給されて油圧モータ550が正転し、図5-2に示す如く切り替えることで作動油が第2油室550d、550dに供給されて油圧モータ550が逆転する。

【0070】

また、この変速比制御用切替バルブ56は、バルブの位置を図5-3に示す如く切り替えることで第1油室550c、550c及び第2油室550d、550dに同圧の作動油を供給する。これにより油圧モータ550の回転が停止するので、この変速比制御用切替バルブ56は、変速比を固定する際にも使用される。

【0071】

このように、本実施例1にあっては、プライマリシャフト51上で油圧モータ550と可動シープ53とを一体的に配置しているので、その油圧モータ550と可動シープ53とをコンパクトに纏めることができ、可動シープ53を摺動させる可動シープ摺動機構55の小型化が可能になる。また、かかる可動シープ摺動機構55の小型化により、ベルト式無段変速機1自体の小型化も可能となる。更に、上述したベーンモータの如き油圧モータ550を用いることで、また、上述した運動方向変換機構551を具備することで、モータの駆動力を可動シープ53に伝達する為の歯車群が不要になり、可動シープ摺動機構55やベルト式無段変速機1の更なる小型化を図ることができる。

【0072】

また、上記の如き運動方向変換機構551を用いて可動シープ53を摺動させるので、従来の如き歯車群により発生していた駆動損失が無くなり、可動シープ摺動機構55における駆動損失が低減される。

【0073】

更に、本実施例1のプライマリシャフト51には、可動シープ53を固定シープ52側に押し付けて、固定シープ52と可動シープ53との間の軸方向の挟圧力を発生させる押圧機構が設けられている。

【0074】

この押圧機構は、油圧モータ550（アウターロータ550a）と可動シープ53との間に形成された図4に示す油圧室57と、この油圧室57に連通する例えばプライマリシャフト51に形成された図4に示す油路51dと、この油路51dに連通する図4に示す挟圧力調圧バルブ58とにより構成される。

【0075】

このように、本実施例1にあっては油圧モータ550（アウターロータ550a）が油圧室57の一部を構成するので、押圧機構の小型化が図れ、ひいてはベルト式無段変速機1の小型化にも寄与する。

【0076】

この押圧機構は、電子制御装置によって作動油の供給圧が調節された挟圧力調圧バルブ58からの油圧を油圧室57に供給することで、固定シープ52と可動シープ53との間に挟圧力を発生させ、後述するベルト80の滑りを防ぐことができる。また、油圧室57がプライマリシャフト51の軸線方向に対して油圧モータ550（アウターロータ550a）と直列に設けられており、この油圧室57内の油圧によって可動シープ53を固定シープ52に向けて押圧することができるので、油圧モータ550の出力を小さくすることができ、これにより油圧モータ550の小型化、ひいてはベルト式無段変速機1の小型化が図れる。

【0077】

ここで、上記挟圧力調圧バルブ58は、図4に示す油路56aを介して前述した変速比制御用切替バルブ56と連通しているので、この挟圧力調圧バルブ58からの油圧が、変速比制御用切替バルブ56を介して、油圧モータ550内の第1油室550c、550c

及び第2油室550d, 550dにも供給される。

【0078】

また、上記油圧室57と油圧モータ550の第1及び第2の油室550c, 550dはプライマリシャフト51の軸線方向で対向配置されており、これらにおける油圧は同一であることから、油圧室57と第1及び第2の油室550c, 550dとの間の内圧が相殺されている。これが為、油圧室57と第1及び第2の油室550c, 550dとの間に位置する油圧モータ550（アウターロータ550a）の壁面を薄型化でき、その軽量化を図ることが可能になる。

【0079】

また、上記油圧室57と油圧モータ550の第1及び第2の油室550c, 550dは、油路51d, 油路56a, 変速比制御用切替バルブ56, 油路51b及び油路51cを介して連通している。これが為、その油圧室57と第1及び第2の油室550c, 550dとの間において作動油のやり取りが可能になる。このことは、特に急減速ダウンシフトの際に有用であり、後述する如く油圧室57から排出された作動油を第2油室550d, 550dに供給することができるので、変速比変更時のレスポンスを向上し得る。また、その作動油のやり取りを可能にしたことで、オイルポンプOPから供給される作動油の消費量を低減することができ、これによりオイルポンプOPを小容量化することができる。

【0080】

次に、上記セカンダリシャフト61には、図1に示すセカンダリプーリ60が設けられている。このセカンダリプーリ60は、セカンダリシャフト61の外周に一体的に配設された固定シープ62と、セカンダリシャフト61の軸線方向に摺動可能な可動シープ63とを備えている。ここで、この可動シープ63は、図6に示すスプライン64によってセカンダリシャフト61にスプライン嵌合されている。また、上記固定シープ62及び可動シープ63の対向面間には、V字形状の溝80bが形成されている。

【0081】

更に、このセカンダリシャフト61には、可動シープ63を固定シープ62側に押し付けて、固定シープ62と可動シープ63との間の軸方向の挟圧力を発生させる押圧機構が設けられている。ここで、本実施例1の押圧機構としては、トルクカム65と油圧室66の2種類が用意されている。

【0082】

まず、本実施例1のトルクカム65は、例えば図6, 図7-1及び図7-2に示す如く、可動シープ63に環状に設けられた山谷状の第1係合部65aと、この第1係合部65aに対向する山谷状の第2係合部65bを有するトルクカム主体65cと、その第1及び第2の係合部65a, 65bの間に配置された複数の球状部材65dとから構成される。

【0083】

ここで、上記トルクカム主体65cは、セカンダリシャフト61に固定された図6に示す軸受61aと、セカンダリシャフト61との間に配置された軸受61bとにより、このセカンダリシャフト61や可動シープ63に対してその回転軸を中心とした相対回転が可能になっている。

【0084】

これにより、例えば可動シープ63が固定シープ62に接近したとしても（換言すれば、第1係合部65aが第2係合部65bから離隔したとしても）、トルクカム主体65cとセカンダリシャフト61と共に回転する可動シープ63との間に相対回転が起こるので、トルクカム65を図7-1に示す状態から図7-2に示す状態に変化させることができる。これが為、第2係合部65bと球状部材65dとの間に面圧を発生させることができる。これが為、第2係合部65bと球状部材65dが第1係合部65aを押圧して、固定シープ62と可動シープ63との間に挟圧力を発生させるので、ベルト80の滑りを防ぐことが可能になる。

【0085】

また、トルクカム主体65cと可動シープ63とが相対回転するので、このトルクカム

主体 65c が可動シープ 63 に対する推力を発生させても、可動シープ 63 と固定シープ 62 は互いに振れることがない。これが為、ベルト 80 の耐久性を向上させたり、変速比の幅を拡大させたりすることができる。また、それにより、プライマリプーリ 50 とセカンダリプーリ 60 との相対位置を初期設定値のまま維持することができるので、耐久性の向上にも寄与する。

【0086】

ここで、上記面圧によるトルクカム 65 の推力に対する反力は軸受 61a を介してセカンダリシャフト 61 で受けることができる。このように、その反力をプライマリプーリ 50 の場合と同様に静止系で受けず、軸受 61a の転動は殆ど起こらないので、この軸受 61a の損失を低減することができる。

【0087】

また、トルクカム 65 の作動箇所（第 1 及び第 2 の係合部 65a、65b、球状部材 65d）を可動シープ 63 の外径側に配置しているの、上記第 1 係合部 65a と第 2 係合部 65b と球状部材 65d との間の面圧を低減することができる。

【0088】

続いて、本実施例 1 の油圧室 66 は、可動シープ 63 における上記溝 80b の反対側の空間部分と、セカンダリシャフト 61 に設けられた当該セカンダリシャフト 61 と同心円の円形部材 67 とから形成される。

【0089】

ここで、この油圧室 66 は、可動シープ 63 の内径側に配置しているので、その容積を小さくすることができ、これが為、急変速時等における油圧室 66 の流量の低減が図れる。

【0090】

この油圧室 66 は、例えばセカンダリシャフト 61 に形成された図 4 に示す油路 61c と連通しており、更にこの油路 61c と連通する上記油路 51d を介して挟圧力調圧バルブ 58 に連通している。

【0091】

このように油圧室 66、油路 61c 及び挟圧力調圧バルブ 58 により構成されたセカンダリプーリ 60 の押圧機構は、電子制御装置によって作動油の供給圧が調節された挟圧力調圧バルブ 58 からの油圧を油圧室 66 に供給することで、固定シープ 62 と可動シープ 63 との間に挟圧力を発生させ、ベルト 80 の滑りを防ぐ。

【0092】

また、変速比変更時（セカンダリプーリ 60 における可動シープ 63 の駆動／非駆動時）等にトルクの乱れが生じてトルクカム 65 による推力を得られなくても、このトルクカム 65 とは別個独立に油圧で作動する油圧室 66 等からなる押圧機構で所望の挟圧力を発生させることができる。これにより、より確実にベルト 80 の滑りを防ぐことができるので、信頼性の向上やドライバビリティの向上が可能となる。

【0093】

ここで、本実施例 1 の油圧室 66 には、一端が可動シープ 63 における上記空間部分の壁面に固定され、他端が円形部材 67 に固定された例えばコイルスプリング等の弾性部材 68 が設けられている。

【0094】

尚、本実施例 1 にあっては、トルクカム 65 による推力が必要推力に対して低くなるようなカム角（例えば非線形カム）でトルクカム 65 を設定し、その不足分を油圧室 66 等からなる押圧機構又は／及び弾性部材 68 で補うように設定する。これにより、ベルト 80 を必要以上の力で挟まずともすむので、そのベルト 80 の耐久性を向上させることができ、更にベルト 80 における損失の低減が可能となり、動力伝達効率を向上させることができる。

【0095】

また、内燃機関 10 の非駆動時のトルクに対応する推力を油圧室 66 等からなる押圧機

構又は／及び弾性部材 68 で受け持つように設定してもよく、これにより、トルクカム 65 の作動により起こり得る可動シープ 63 の移動（換言すれば変速）を抑制し、変速比を一定に保つことが可能になる。また、ベルト挟圧力も必要値に保つことが可能になる。

【0096】

更に、このセカンダリプーリ 60 側の押圧機構は、必ずしも本実施例 1 の如く 2 種類に限定するものではなく、1 種類又は 3 種類以上であってもよい。尚、固定シープ 62 と可動シープ 63 との間における挟圧力の制御性を高める為には、少なくとも 2 種類以上の押圧機構が設けられることが好ましい。即ち、夫々の押圧機構に挟圧力を分担させ、その内の少なくとも一つを油圧により作動する押圧機構（本実施例 1 の油圧室 66）にすることで、挟圧力の制御性の向上させることができる。

【0097】

次に、このセカンダリシャフト 61 における内燃機関 10 側には、カウンタドライブピニオン 92 が固定されており、このカウンタドライブピニオン 92 の両側にセカンダリシャフト 61 の軸受 87, 88 が配置されている。

【0098】

ここで、このカウンタドライブピニオン 92 と後述する最終減速機 70 との間には、セカンダリシャフト 61 と平行なインターミディエイトシャフト 91 を有する動力伝達経路 90 が設けられている。そのインターミディエイトシャフト 91 は、軸受 85, 86 により回転可能に支持され、上記カウンタドライブピニオン 92 に噛み合わされたカウンタドリブンギヤ 93 とファイナルドライブピニオン 94 とを軸上に備えている。

【0099】

尚、このセカンダリシャフト 61 におけるセカンダリプーリ 60 とトランスアクスルリヤカバー 23 との間には、パーキングギヤ 65 が配置されている。

【0100】

ここで、このベルト式無段変速機 1 においては、上記プライマリプーリ 50 及びセカンダリプーリ 60 の夫々の V 字形状の溝 80a, 80b にベルト 80 が巻き掛けられている。このベルト 80 は多数の金属製の駒と複数本のスチールリングで構成された無端ベルトであって、このベルト 80 を介して、プライマリプーリ 50 に伝達された内燃機関 10 のトルクがセカンダリプーリ 60 に伝達される。

【0101】

次に、上記最終減速機 70 について説明する。この最終減速機 70 は、内部が中空のデフケース 71 と、ピニオンシャフト 72 と、ピニオン 73, 74 と、サイドギヤ 75, 76 とから構成されている。

【0102】

先ず、上記デフケース 71 は、軸受 77, 78 により回転可能に支持されており、その外周に上記ファイナルドライブピニオン 94 と噛み合わされたリングギヤ 79 が設けられている。

【0103】

また、上記ピニオンシャフト 72 はデフケース 71 の中空部に取り付けられており、このピニオンシャフト 72 に上記ピニオン 73, 74 が固定されている。

【0104】

また、上記サイドギヤ 75, 76 は、車輪 100 が取り付けられたドライブシャフト（ここではフロントドライブシャフト）101 に夫々固定されている。

【0105】

以上の如く構成されたトランスアクスルケース 22 の内部においては、その底部（オイルパン）に貯留された潤滑油が、回転するリングギヤ 79 によって掻き上げられて各ギヤ 94, 93, 92 の噛み合い面を伝達し飛散しながら、最終減速機 70 等の各構成部材（例えば各シャフト 101, 91, 61 や各軸受 83～88 等）を潤滑すると共に、トランスアクスルケース 22 の内壁面に当たって落下することでプライマリシャフト 51 等の潤滑を行っている。

【0106】

ここで、上記ベルト式無段変速機1をはじめとする各構成要素は、各種センサの情報に基づいて図示しない電子制御装置（ECU）により制御される。この電子制御装置には、ベルト式無段変速機1の変速制御を行う為のデータ、例えばアクセル開度や車速等の情報に基づいた走行状態に応じてベルト式無段変速機1の変速比を制御する為のデータが予め記憶されている。以下、変速比を制御する際の上記可動シープ摺動機構55及び押圧機構（トルクカム65、油圧室66）の動作について詳述する。

【0107】

先ず、変速比を小さくして増速させる場合について説明する。電子制御装置は、レギュレータバルブ59、挟圧力調圧バルブ58及び変速比制御用切替バルブ56を制御して、第1油室550c、550cに作動油を流入させ、所望の変速比に相当するプライマリプーリ50におけるベルト80の巻き掛け半径となるよう可動シープ53を固定シープ52に接近させる。

【0108】

かかる場合、この電子制御装置は、変速比制御用切替バルブ56の作動用流体の圧力制御を行うことで図5-1に示す如くバルブ位置の調整を行う。これにより、第1油室550c、550cに作動油が供給されると共に第2油室550d、550dの作動油が排出されるので、油圧モータ550のアウトロータ550aがプライマリシャフト51に対して相対回転する。

【0109】

そして、この油圧モータ550の回転により、動力伝達部551を介してプライマリプーリ50の可動シープ53が固定シープ52に接近すると共に、セカンダリプーリ60の可動シープ63が固定シープ62から離隔して、変速比が小さくなる。

【0110】

その際、セカンダリプーリ60の可動シープ63は、固定シープ62、セカンダリシャフト61及び軸受61aと共に回転するので、この可動シープ63とトルクカム主体65cとの間に相対回転が起こり、トルクカム65が例えば図7-2に示す離隔状態から図7-1に示す接近状態へと変化する。これが為、固定シープ52と可動シープ53との間に挟圧力が発生してベルト80の滑りを防ぐことができる。

【0111】

また、可動シープ53、63の摺動時には、プライマリプーリ50の油圧室57に油路51dを介して作動油が供給され、セカンダリプーリ60の油圧室66の作動油は油路61cを介して排出される。そして、プライマリプーリ50においては、油圧室57に作動油が供給されることで可動シープ53が摺動方向に押圧され、その押圧力が油圧モータ550による可動シープ53の摺動力を補助している。これが為、油圧モータ550を出力の低いものにしても可動シープ53を十分に摺動させることができるので、出力を低下させた小型の油圧モータ550の使用が可能になる。

【0112】

上記夫々の油路51dと油路61cは図4に示す如く連通しているので、セカンダリプーリ60の油圧室66から排出された作動油は、プライマリプーリ50の油圧室57に供給される。更に、その油圧室66から排出された作動油は、変速比制御用切替バルブ56を介して第1油室550c、550cにも供給される。このように、排出された作動油を循環させて他の油室に送ることができるので、作動油の消費量の低減が図れ、オイルポンプOPPの小容量化が可能になる。

【0113】

以上の如くして変速比の変更を終えると、電子制御装置は、変速比制御用切替バルブ56のバルブ位置を図5-2に示す如く調整し、第1油室550c、550c及び第2油室550d、550dに挟圧力調圧バルブ58からの同一の油圧を掛ける。これにより、油圧モータ550のプライマリシャフト51に対する相対回転が停止し、この油圧モータ550は、プライマリシャフト51や可動シープ53と共に一体となって回転する。これが

為、油圧モータ 550 とプライマリシャフト 51 や可動シープ 53 との間の回転差が無くなるので、その間における無用な相対回転や摩擦等による損失を低減することができる。

【0114】

ここで、挟圧力調圧バルブ 58 からの油圧はプライマリプーリ 50 の油圧室 57 及びセカンダリプーリ 60 の油圧室 66 にも掛けられており、これが為、プライマリプーリ 50 における固定シープ 52 と可動シープ 53 との間及びセカンダリプーリ 60 における固定シープ 62 と可動シープ 63 との間に挟圧力が発生し、ベルト 80 の滑りを防ぐことができる。

【0115】

次に、変速比を大きくして減速させる場合について説明する。かかる場合の電子制御装置は、レギュレータバルブ 59、挟圧力調圧バルブ 58 及び変速比制御用切替バルブ 56 を制御して、第 2 油室 550d、550d に作動油を流入させ、所望の変速比に相当するプライマリプーリ 50 におけるベルト 80 の巻き掛け半径となるよう可動シープ 53 を固定シープ 52 から離隔させる。

【0116】

かかる場合、この電子制御装置は、変速比制御用切替バルブ 56 の作動用流体の圧力制御を行うことで図 5-3 に示す如くバルブ位置の調整を行う。これにより、第 2 油室 550d、550d に作動油が供給されると共に第 1 油室 550c、550c の作動油が排出されるので、油圧モータ 550 のアウターロータ 550a がプライマリシャフト 51 に対して相対回転する。

【0117】

そして、この油圧モータ 550 の回転により、動力伝達部 551 を介してプライマリプーリ 50 の可動シープ 53 が固定シープ 52 から離隔すると共に、セカンダリプーリ 60 の可動シープ 63 が固定シープ 62 に接近して、変速比が大きくなる。

【0118】

その際、セカンダリプーリ 60 の可動シープ 63 は、固定シープ 62、セカンダリシャフト 61 及び軸受 61a と共に回転するので、この可動シープ 63 とトルクカム主体 65c との間に相対回転が起こり、トルクカム 65 が例えば図 7-1 に示す接近状態から図 7-2 に示す離隔状態へと変化する。これが為、固定シープ 52 と可動シープ 53 との間に挟圧力が発生してベルト 80 の滑りを防ぐことができる。

【0119】

また、プライマリプーリ 50 の油圧室 57 の作動油は油路 51d を介して排出され、セカンダリプーリ 60 の油圧室 66 に油路 61c を介して作動油が供給される。かかる場合には、プライマリプーリ 50 の油圧室 57 から排出された作動油が、セカンダリプーリ 60 の油圧室 66、プライマリプーリ 50 の第 2 油室 550d、550d に供給される。このことは、前述したオイルポンプ OP の小容量化だけでなく、特に、急減速ダウンシフト時において油圧室 57 の作動油を第 2 油室 550d、550d に供給し、油圧モータ 550 を即座に回転させることができるので、変速比の変更のレスポンス向上にも有用である。

【0120】

尚、この変速比の変更後の動作は、前述した変速比を大きくする場合と同様である。

【0121】

以上示した如く、本実施例 1 のベルト式無段変速機 1 によれば、この変速機の小型化が図れ、更に各種構成部品の回転に伴う駆動損失を低減することができる。

【実施例 2】

【0122】

次に、本発明に係るベルト式無段変速機の実施例 2 を図 8 及び図 9 に基づいて説明する。

【0123】

本実施例 2 のベルト式無段変速機 1 は、前述した実施例 1 のベルト式無段変速機 1 のセ

カンダリプーリ 60 に図 8 及び図 9 に示す緩衝機構 69 を設けた点が異なり、他は実施例 1 のベルト式無段変速機 1 と同一である。

【0124】

この緩衝機構 69 は、円形部材 67 に配置されたドーナツ状の OUTER ケース 691 と、トルクカム主体 65c に立設された板状部材 692 とから構成される。その OUTER ケース 691 は、内部に粘性流体（例えば作動油）が充填された二つの中空部 691a を有しており、円形部材 67 と一体になって回転する。また、その板状部材 692 は、面上に貫通孔（オリフィス）692a が形成されており、トルクカム主体 65c と一体になって回転する。

【0125】

ここで、上記各中空部 691a には板状部材 692 が夫々配置されており、OUTER ケース 691 と板状部材 692 とが相対回転することによって、その板状部材 692 は、中空部 691a 内を移動する。この板状部材 692 の端部と中空部 691a の内壁面との間には隙間が設けられている。

【0126】

これにより、変速比の変更時にトルクカム 65 が作動することで、板状部材 692 が中空部 691a 内を移動する。その際、オリフィス 692a 及び上記隙間を粘性流体が流れることによって抵抗が生じ、トルクカム主体 65c と可動シブ 63 との間の相対移動を緩やかに行わせることができる。これが為、変速比変更時（トルクカム 65 の駆動／非駆動切替時）においてトルクカム 65 のガタが詰まる際のショック低減を図れる。

【0127】

尚、上記抵抗の大きさは、板状部材 692 の端部と中空部 691a の内壁面との間の隙間、オリフィス 692a の径により調整する。

【0128】

また、この緩衝機構 69 は、図 9 に示す中空部 691a の中間部分を、その両端部分よりも幅広のものにして、変速比に応じて緩衝の程度（緩衝力）が変化可能なものにしてもよい。即ち、上述した板状部材 692 の端部と中空部 691a の内壁面との隙間が、板状部材 692 が中空部 691a の中間部分に位置する場合には大きく、板状部材 692 が中空部 691a の両端部分に近づくにつれて小さくなるように、円周方向で幅を変化させた中空部 691a を形成する。

【0129】

これにより、板状部材 692 の移動速度が、板状部材 692 が中空部 691a の中間部分に位置する場合に速く、板状部材 692 が中空部 691a の両端部分に近づくにつれて遅くなるので、変速比に応じて緩衝の程度（緩衝力）を変化させ、トルクカム 65 のガタが詰まる際のショックを低減することができる。例えば、ダウンシフトのときに緩衝力が大きくなるように隙間を設定することによって、ドライバビリティの向上を図れる。

【0130】

ここで、可動シブ 63 はスプライン 64 を介してセカンダリシャフト 61 に取り付けられているので、この可動シブ 63 と固定シブ 62 は、その回転方向、回転速度が同じである。そこで、上記緩衝機構 69 は、本実施例 2 の如く可動シブ 63 とトルクカム 65 との間に限らず、固定シブ 62 側に設けてもよい。かかる場合の緩衝機構 69 は、例えば、トルクカム主体 65c と同一の回転を行う回転部材（図示略）を固定シブ 62 における溝 80b と反対側に設け、その回転部材に上記板状部材 692 を取り付けると共に、固定シブ 62 に上記 OUTER ケース 691 を取り付け構成すればよい。尚、その回転部材は、トルクカム 65 と別個独立のものであってもよく、例えばトルクカム主体 65c から延設されたものであってもよい。

【実施例 3】

【0131】

次に、本発明に係るベルト式無段変速機の実施例 3 を図 10 に基づいて説明する。

【0132】

本実施例 3 のベルト式無段変速機 1 は、前述した実施例 1 又は実施例 2 のベルト式無段変速機 1 における可動シブ摺動機構 5 5 の油圧モータ 5 5 0 を図 1 0 に示す電動モータ 5 5 2 に変更した点が異なり、他は実施例 1 又は実施例 2 のベルト式無段変速機 1 と同一である。

【0 1 3 3】

この電動モータ 5 5 2 は、可動シブ 5 3 における溝 8 0 a の反対側の空間部分に且つプライマリシャフト 5 1 と同心円上に配置されたものであり、インバータ 5 5 3 を介してバッテリー 5 5 4 に繋がれた 3 相交流ブラシ 5 5 2 a へ給電することにより、軸受 5 5 2 c を介したアウターロータ 5 5 2 b をプライマリシャフト 5 1 に対して相対回転させるものである。ここで、この電動モータ 5 5 2 は、電子制御装置が 3 相交流ブラシ 5 5 2 a への給電を制御することで正転又は逆転の切り替えを行う。

【0 1 3 4】

また、そのアウターロータ 5 5 2 b の外周部分と可動シブ 5 3 における上記空間部分の内壁面との間には、実施例 1 又は実施例 2 と同様の運動方向変換機構 5 5 1 が設けられており、これが為、この電動モータ 5 5 2 を駆動させることによって、可動シブ 5 3 をプライマリシャフト 5 1 の軸線方向に摺動させることができる。

【0 1 3 5】

このように、本実施例 3 の如き構造及び配置の電動モータ 5 5 2 を用いることによって、実施例 1 又は実施例 2 と同様に、ベルト式無段変速機 1 の小型化や駆動損失の低減を図ることが可能になる。

【0 1 3 6】

尚、図示していないが、本実施例 3 にあっても実施例 1 又は実施例 2 と同様に、電動モータ 5 5 2 と可動シブ 5 3 との間に油圧室 5 7 を設けてもよい。

【0 1 3 7】

以上示した各実施例 1 ~ 3 は、プライマリプーリ 5 0 側の可動シブ 5 3 にモータ（油圧モータ 5 5 0 又は電動モータ 5 5 2）が一体的に設けられたものを例示したが、必ずしもこれに限定するものではない。例えば、そのモータは、セカンダリプーリ 6 0 側の可動シブ 6 3 に一体的に設けてもよく、また、プライマリプーリ 5 0 とセカンダリプーリ 6 0 の双方の可動シブ 5 3、6 3 に夫々一体的に設けてもよい。

【産業上の利用可能性】

【0 1 3 8】

以上のように、本発明に係るベルト式無段変速機は、モータによる可動シブの摺動機構を備えたものに有用であり、特に、その可動シブ摺動機構の小型化や変速機自体の小型化を図るのに適している。

【図面の簡単な説明】

【0 1 3 9】

【図 1】本発明に係るベルト式無段変速機を備えた動力伝達装置の全体構成を示すスケルトン図である。

【図 2】本発明に係るベルト式無段変速機の実施例 1 を示す図であって、油圧モータ具備したプライマリプーリ側の構成を説明する説明図である。

【図 3】図 2 に示す X - X 線から見た油圧モータの断面図である。

【図 4】実施例 1 のベルト式無段変速機における油圧回路構成を説明する説明図である。

【図 5 - 1】実施例 1 の変速比制御用切替バルブの動作を説明する説明図であって、第 1 油室に油圧を供給する場合のバルブ位置を示す図である。

【図 5 - 2】実施例 1 の変速比制御用切替バルブの動作を説明する説明図であって、第 1 及び第 2 の油室に油圧を供給する場合のバルブ位置を示す図である。

【図 5 - 3】実施例 1 の変速比制御用切替バルブの動作を説明する説明図であって、第 2 油室に油圧を供給する場合のバルブ位置を示す図である。

【図 6】実施例 1 のベルト式無段変速機におけるセカンダリプーリ側の構成を説明す

る説明図である。

【図 7-1】実施例 1 のトルクカムを説明する説明図であって、セカンダリプーリの固定シーブと可動シーブとが離隔した状態にある場合を例示した図である。

【図 7-2】実施例 1 のトルクカムを説明する説明図であって、セカンダリプーリの固定シーブと可動シーブとが接近した状態にある場合を例示した図である。

【図 8】本発明に係るベルト式無段変速機の実施例 2 を示す図であって、そのセカンダリプーリ側の構成を説明する説明図である。


【図 9】図 8 に示す Y-Y 線から見た緩衝機構の断面図である。

【図 10】本発明に係るベルト式無段変速機の実施例 3 を示す図であって、電動モータを具備したプライマリプーリ側の構成を説明する説明図である。

【符号の説明】

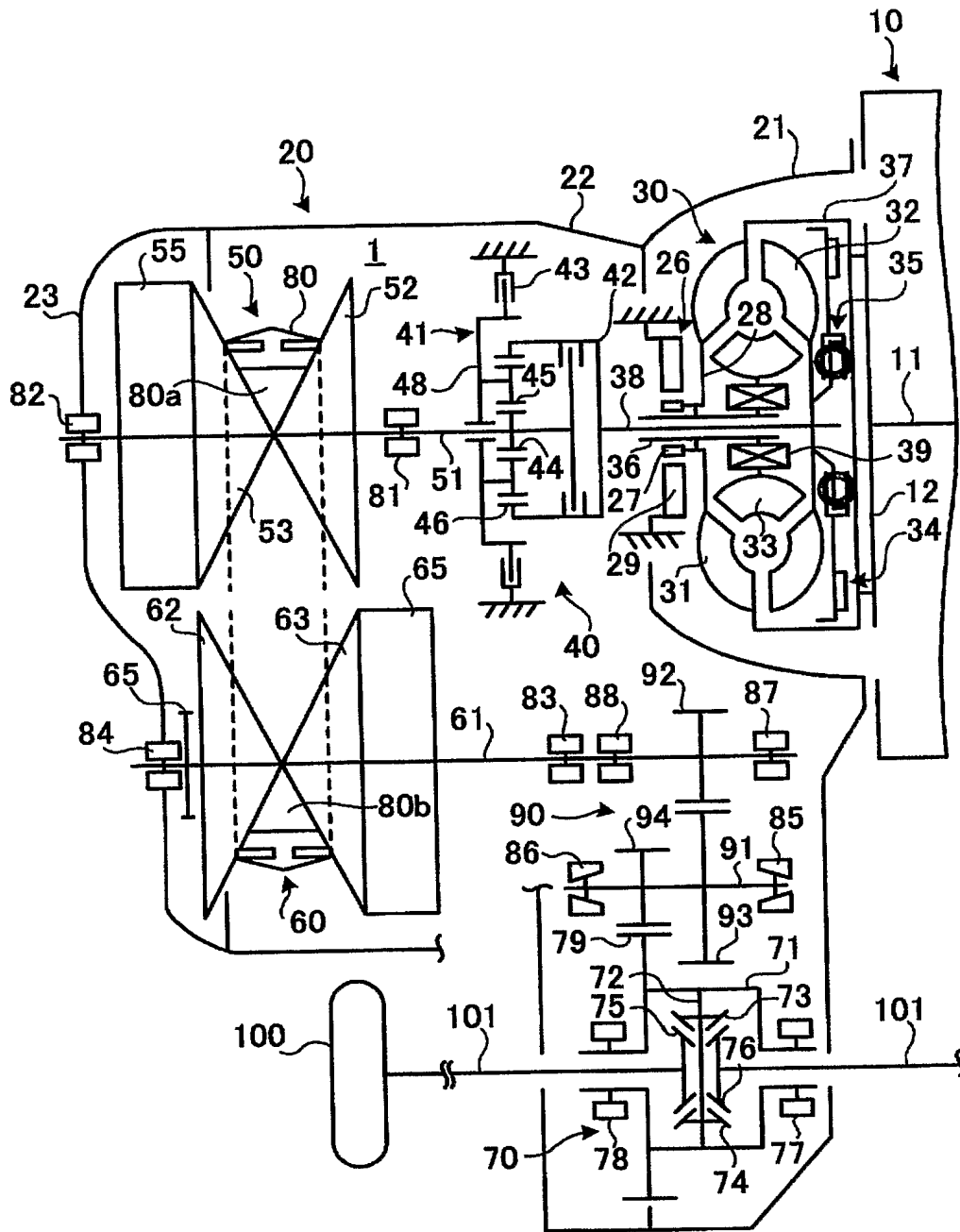
【0140】

- 1 ベルト式無段変速機
- 50 プライマリプーリ
- 51 プライマリシャフト
- 51a 軸受
- 52 固定シーブ
- 53 可動シーブ
- 54 スプライン
- 55 可動シーブ摺動機構
- 56 変速比制御用切替バルブ
- 57 油圧室
- 58 挟圧力調圧バルブ
- 59 レギュレータバルブ
- 60 セカンダリプーリ
- 61 セカンダリシャフト
- 61a, 61b 軸受
- 62 固定シーブ
- 63 可動シーブ
- 64 スプライン
- 65 トルクカム
- 65a 第 1 係合部
- 65b 第 2 係合部
- 65c トルクカム主体
- 65d 球状部材
- 66 油圧室
- 67 円形部材
- 68 弾性部材
- 69 緩衝機構
- 80 ベルト
- 80a, 80b V 字形状の溝
- 550 油圧モータ
- 550a アウターロータ
- 550b ベーン (インナーロータ)
- 550c 第 1 油室
- 550d 第 2 油室
- 551 運動方向変換機構
- 552 電動モータ
- 552a 3 相交流ブラシ
- 552b アウターロータ

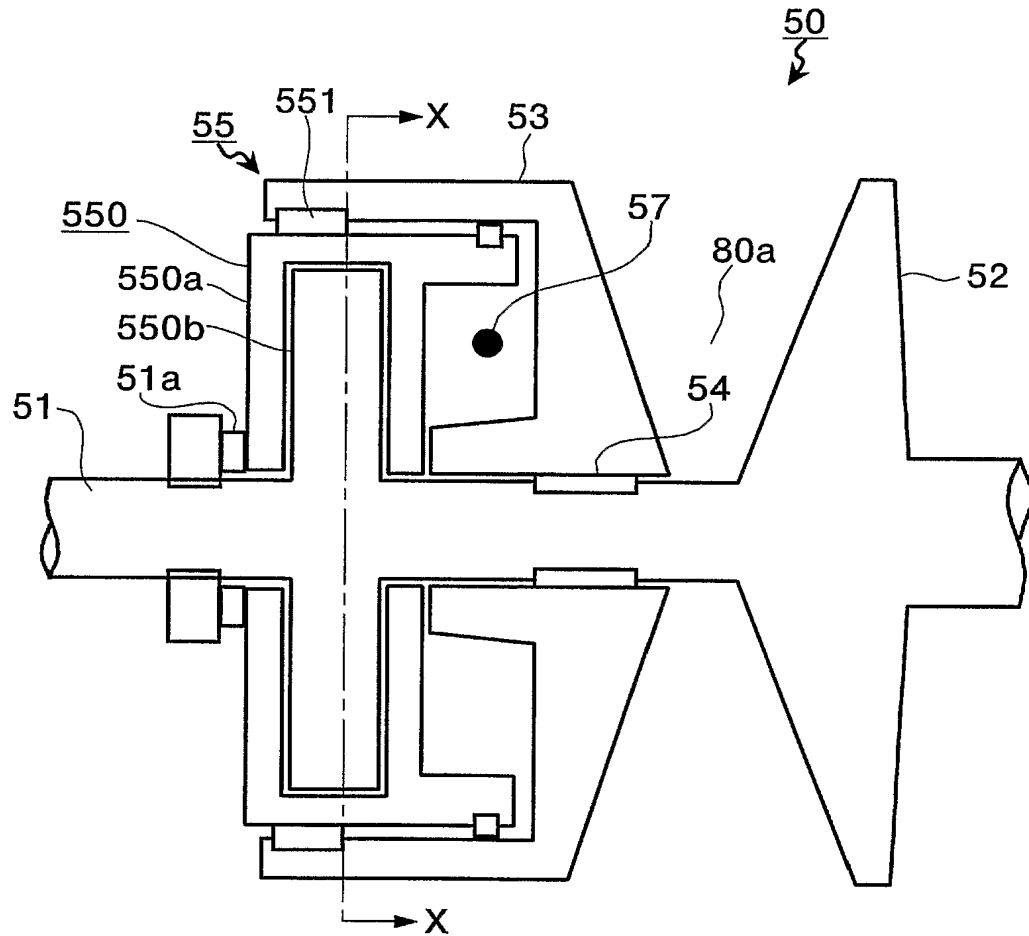


5 5 3 インバータ
5 5 4 バッテリー
6 9 1 アウターケース
6 9 2 板状部材
6 9 2 a 貫通孔（オリフィス）
O T オイルタンク
O P オイルポンプ

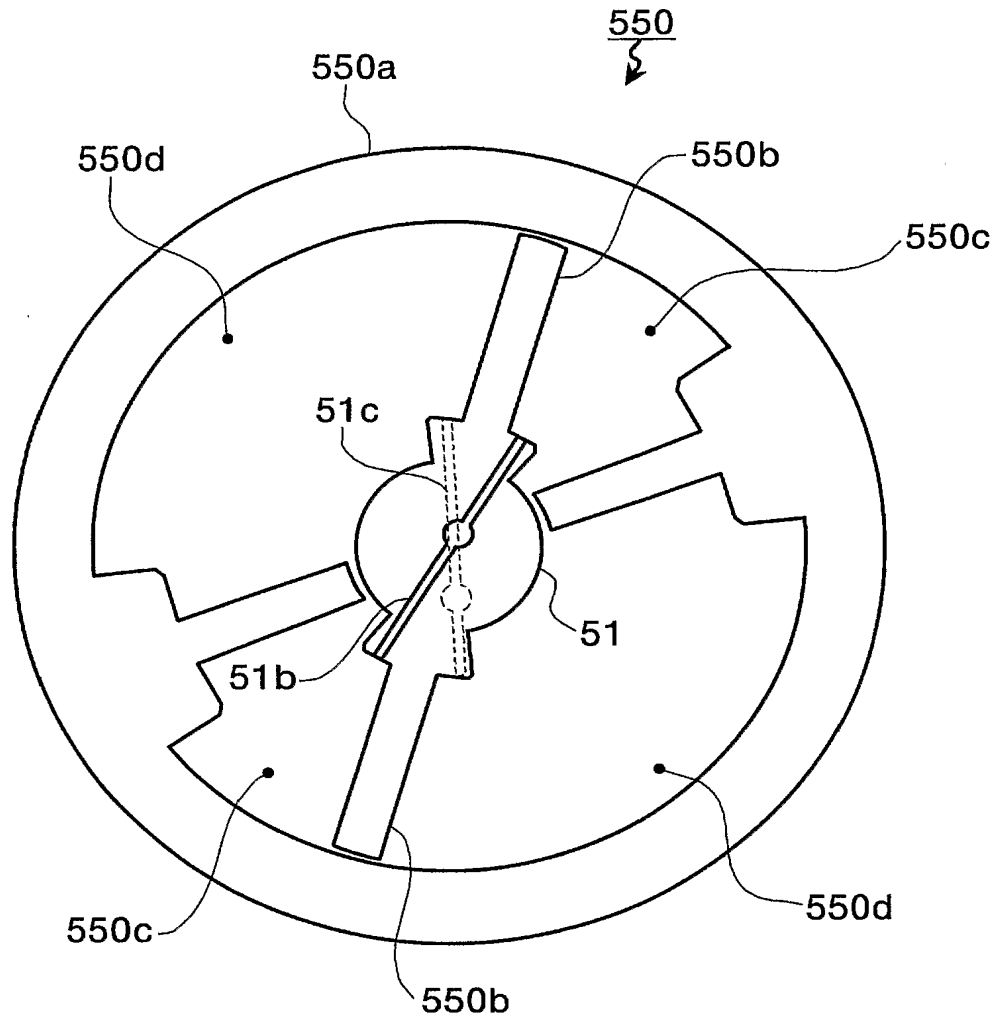
【書類名】 図面
【図 1】



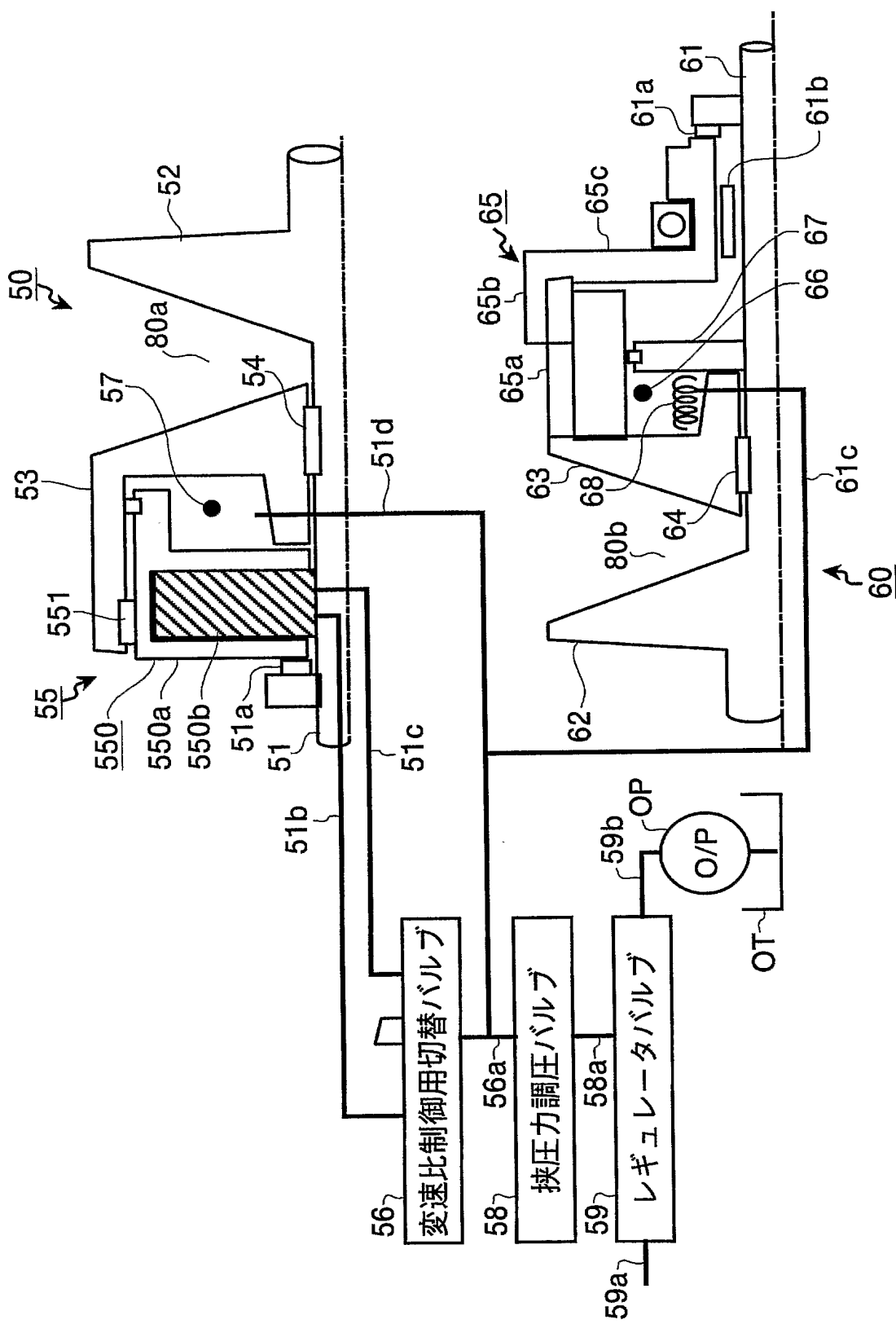
【図 2】



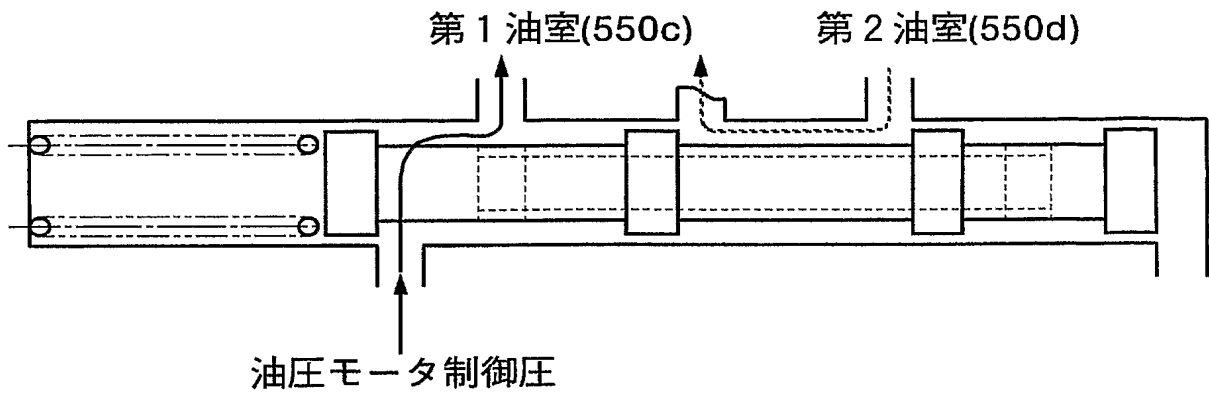
【図 3】



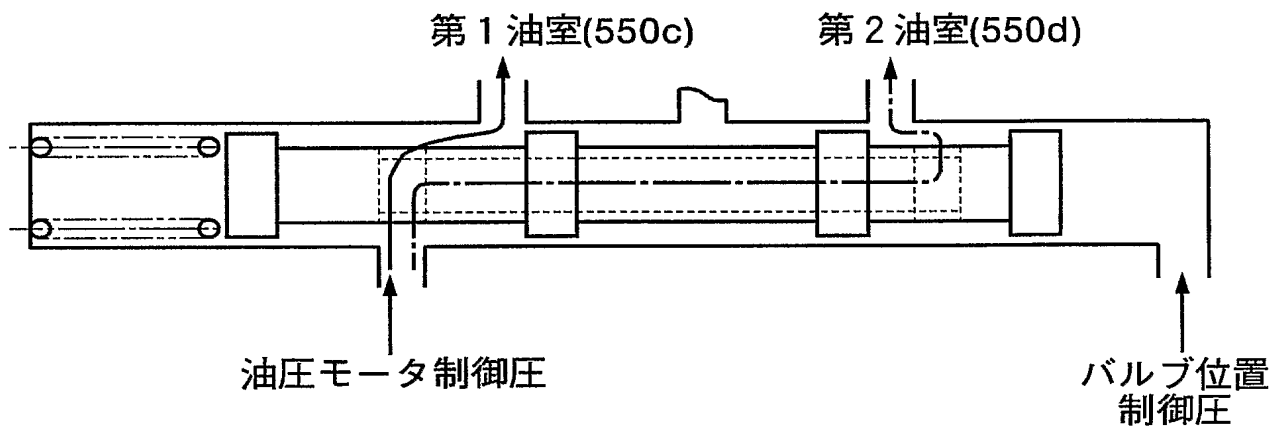
【図 4】



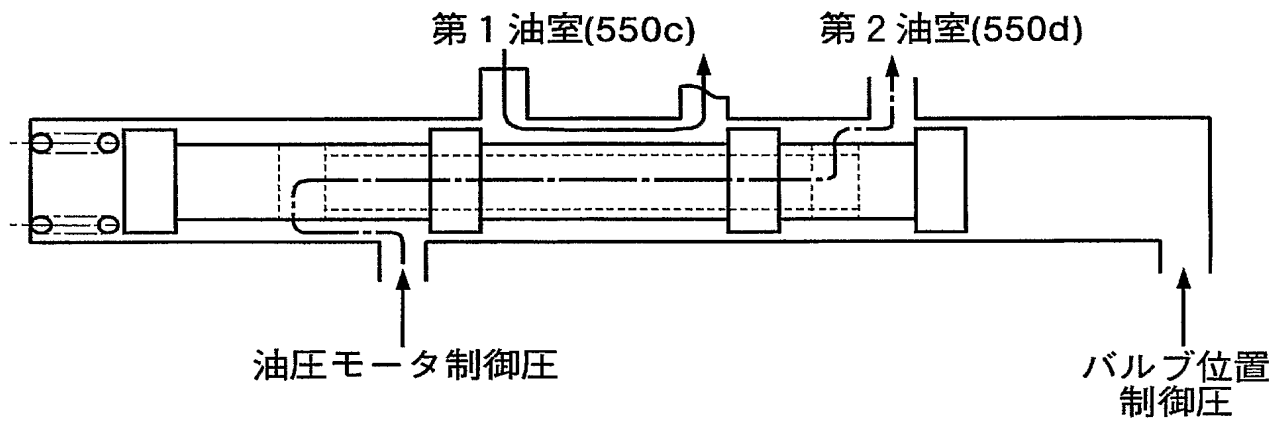
【図 5-1】



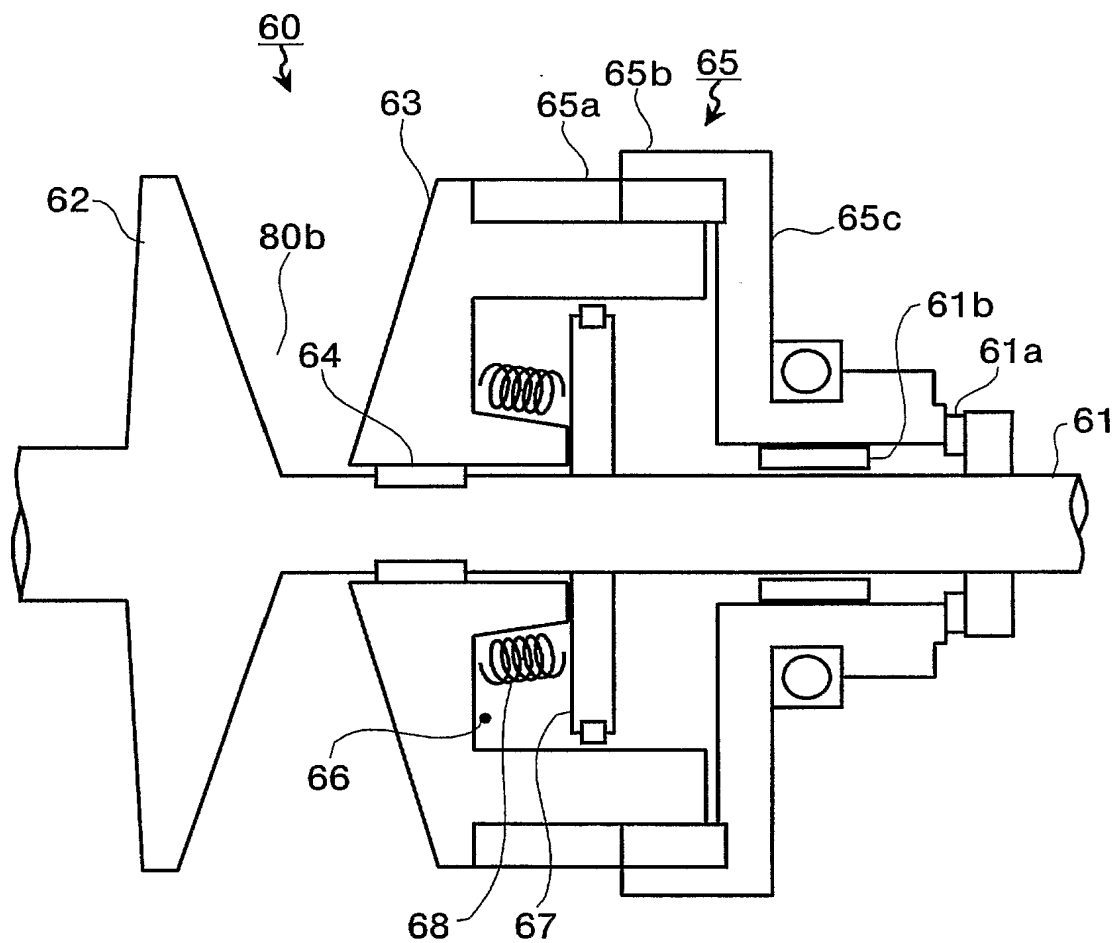
【図 5-2】



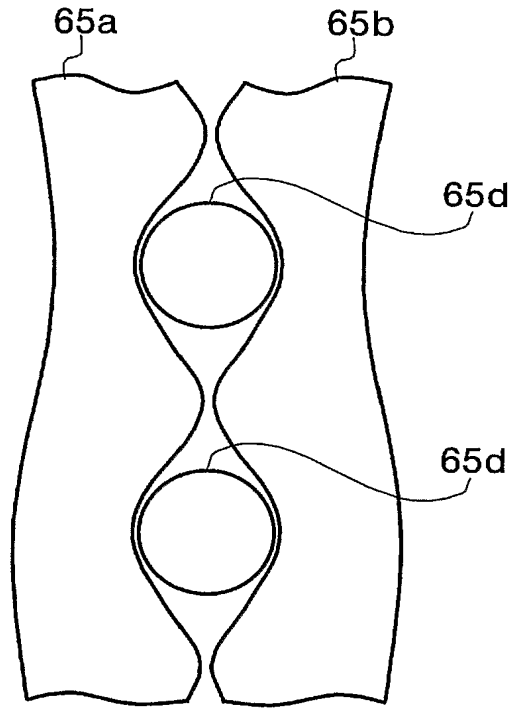
【図 5-3】



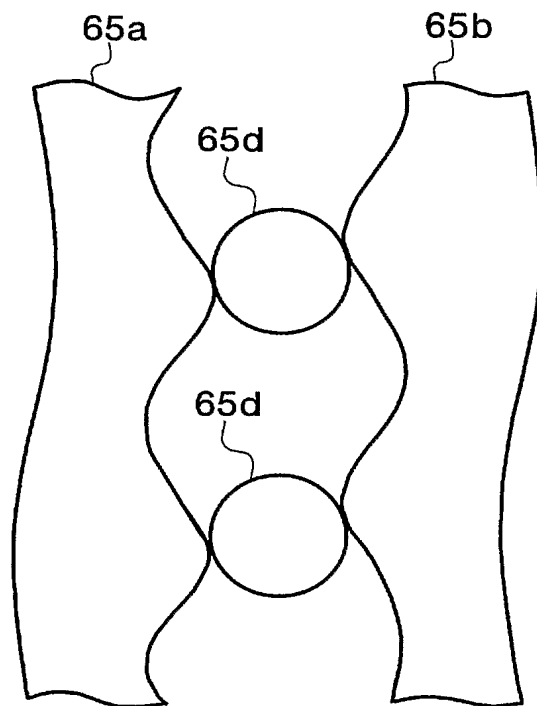
【図 6】



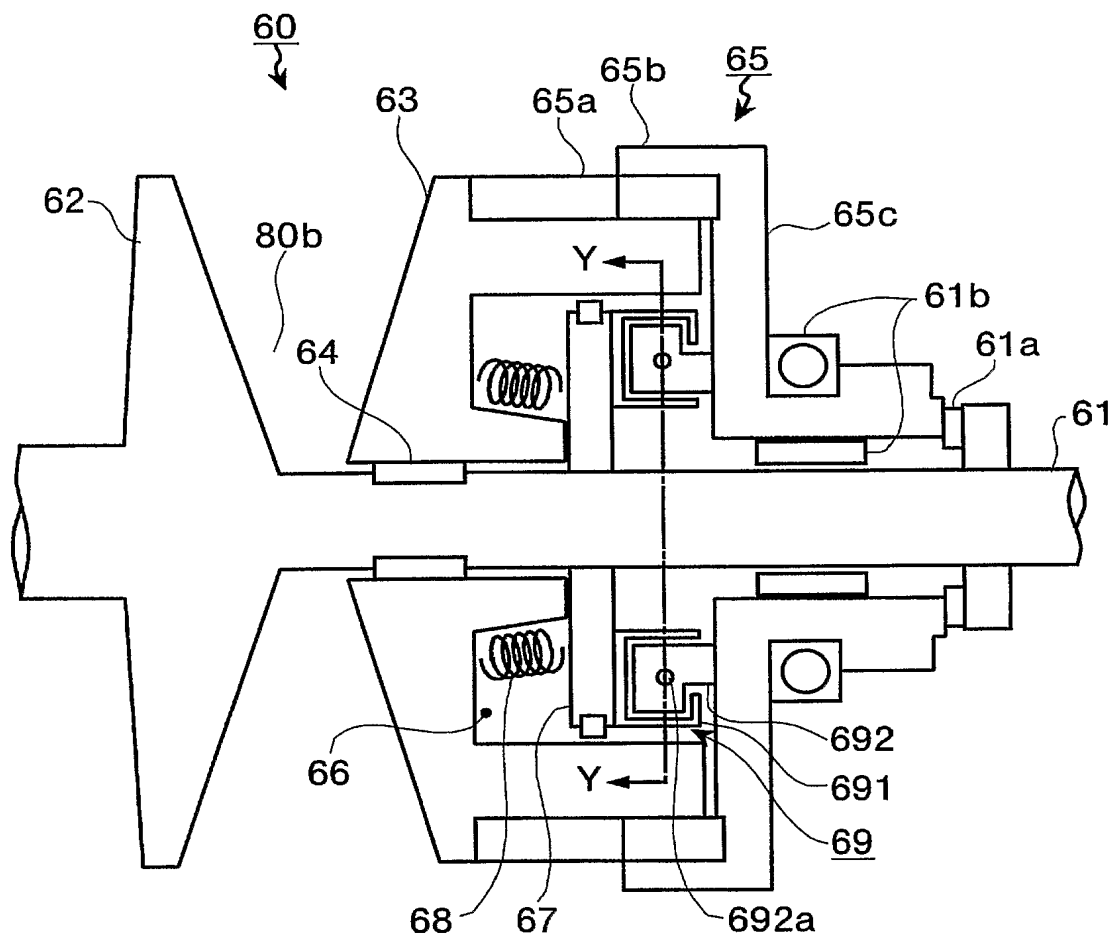
【図 7-1】



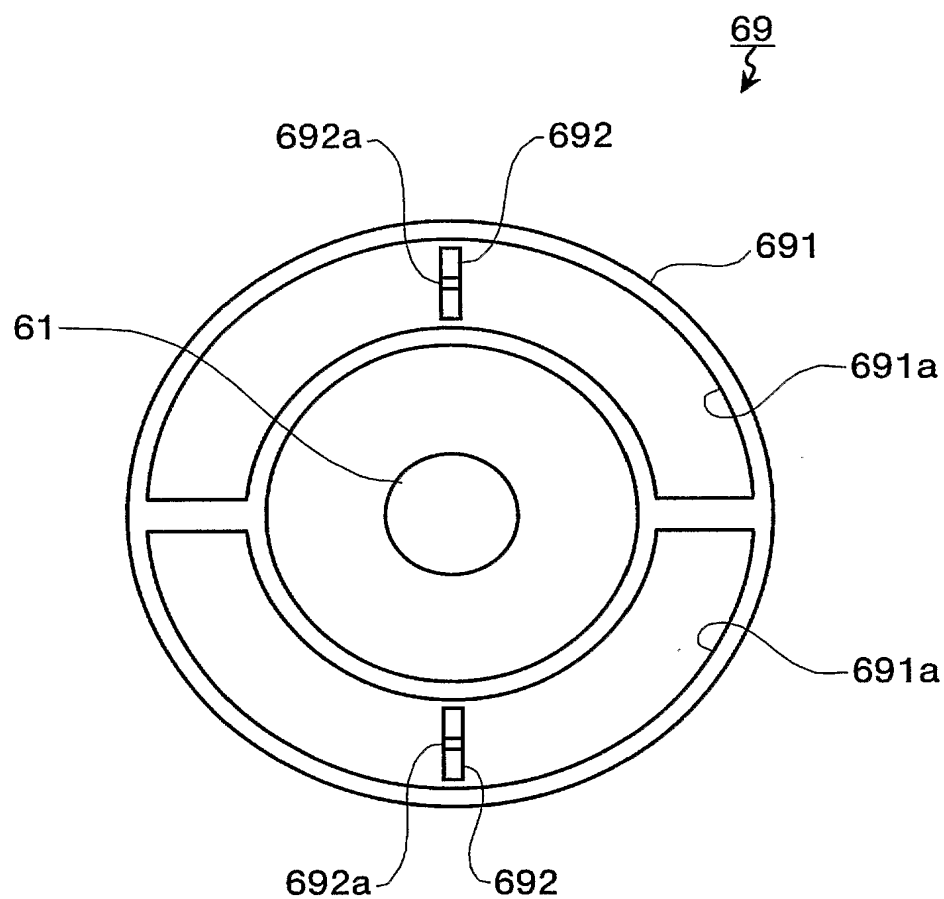
【図 7-2】



【图 8】



【図 9】



【書類名】要約書

【要約】

【課題】 ベルト式無段変速機の小型化。

【解決手段】 所定の間隔を設けて平行に配置した2本のプーリ軸51, 61と、これら各プーリ軸51, 61に各々配置し且つ当該プーリ軸51, 61上を軸線方向に摺動し得る可動シープ53, 63と、これら各可動シープ53, 63に各々対向させて前記プーリ軸51, 61上に配置し且つ当該可動シープ53, 63との間で溝80a, 80bを形成する固定シープ52, 62と、前記対向配置した夫々の可動シープ53, 63及び固定シープ52, 62における各溝80a, 80bに巻き掛けたベルト80とを備え、少なくとも一方の前記可動シープ53と当該可動シープ53の駆動源たるモータ550とを一体的に設けること。

【選択図】 図2

特願 2 0 0 3 - 4 0 9 9 1 3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 0 3 2 0 7]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 7 日

[変更理由]

新規登録

住 所

愛知県豊田市トヨタ町1番地

氏 名

トヨタ自動車株式会社